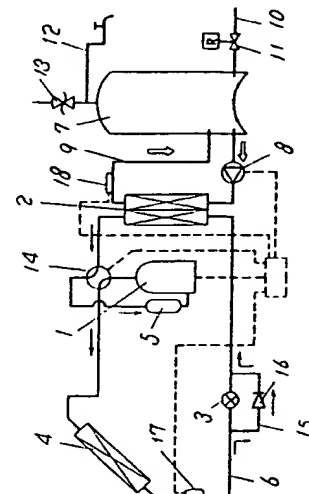


**(54) HOT-WATER SUPPLIER UTILIZING SOLAR HEAT**

(11) 60-181549 (A) (43) 17.9.1985 (19) JP  
 (21) Appl. No. 59-36621 (22) 28.2.1984  
 (71) MATSUSHITA DENKI SANGYO K.K. (72) SHIGERU IWANAGA(4)  
 (51) Int. Cl. F24J2/42, F24H1/00, F25B1/00

**PURPOSE:** To permit to extend the operable period of the device to a seriously cold season by effecting defrosting operation through switching of a flow path switching valve, operations of a compressor and a circulating pump and the opening of an opening and closing valve when frost has adhered to a heat collector.

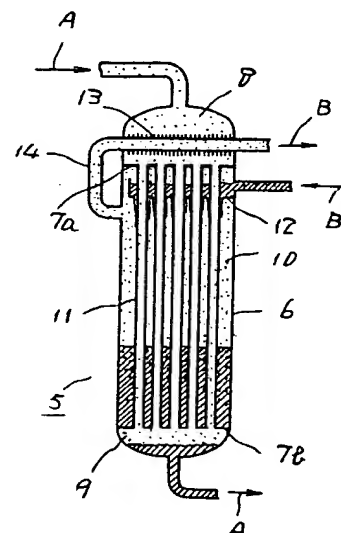
**CONSTITUTION:** When the advance of frosting is detected by a frosting and defrosting detecting sensor 17, the flow path switching valve 14 is operated under operating the compressor 1 and the circulating pump 8 as they are and high-temperature gas refrigerant from the compressor 1 is sent into the heat collector 4 to melt and remove the frost. A non-return valve is employed for the opening and closing valve 16, therefore, it is opened automatically by the reverse cycle flow of the refrigerant while the refrigerant flows into a feed water heating condenser 2 through the bypass circuit 16 of an expansion device 3 and is returned to the compressor 1 after evaporating by absorbing heat from circulating water. The finish of defrosting is detected by the temperature rise of the frosting and defrosting detecting sensor 17. On the other hand, in case a water temperature in a hot-water reserving tank 7 is very low, the water temperature is reduced further by the defrosting operation and when a water temperature sensor 18, provided at the outlet of the water path of the feed water heating condenser 2, detects a temperature lower than a predetermined value, the defrosting operation is stopped and the trouble of freezing of water may be prevented.

**(54) CASCADE CYCLE TYPE HEAT CONVERTING SYSTEM**

(11) 60-181587 (A) (43) 17.9.1985 (19) JP  
 (21) Appl. No. 59-36213 (22) 29.2.1984  
 (71) TOSHIBA K.K. (72) KENICHI HASHIZUME  
 (51) Int. Cl. F28D5/02, F25B7/00

**PURPOSE:** To improve the performance of an evaporating condenser remarkably by a method wherein the fluid of high-temperature cycle side is flowed down and evaporated at the outer surface of both surfaces fluted tubes by providing a liquid distributing plate while the gas of low-temperature cycle side is condensed on the inner surface of the same tubes.

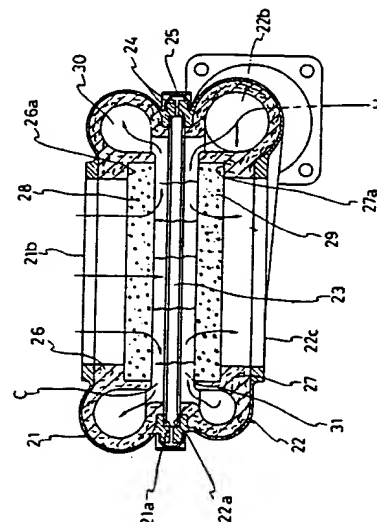
**CONSTITUTION:** In the evaporating condenser of the cascade cycle type heat converting system, a medium A to be condensed or steam flows into an upper prenum chamber 8 and is condensed while flowing through the inside of a multitude of both surfaces fluted tubes 11. Condensed liquid, flowed down along the wall surfaces of the tubes is reserved at the bottom of a lower prenum chamber 9 and is discharged to the outside of the system. On the other hand, the medium B to be evaporated or a liquid is supplied on the liquid distributing plate 12 in a shell 6 and is evaporated (flow down liquid film evaporation) while flowing down along the outer surfaces of the both surfaces fluted tubes 11. The liquid, not evaporated yet, is reserved at the lower part of a heat exchanging chamber 10 and pool evaporation is caused here. The vapor flows through the inside of a heat exchanging tube 13 via a connecting pipe 14 and is heated here by the condensed medium A and is discharged to the outside after liquid drops, mixed in the vapor, are evaporated.

**(54) HEAT EXCHANGER**

(11) 60-181588 (A) (43) 17.9.1985 (19) JP  
 (21) Appl. No. 59-35240 (22) 28.2.1984  
 (71) NISSAN JIDOSHA K.K. (72) MASASHI SASAKI  
 (51) Int. Cl. F28D17/02, F28D20/00

**PURPOSE:** To obtain the heat exchanger, capable of utilizing high-temperature gas, having no leakage of gas, prominent in reliability and compact, by a method wherein porous heat accumulating bodies, interposed in a high-temperature gas path and low-temperature gas path respectively, are arranged so as to be opposed through a bulkhead and heat exchange between the high-temperature gas and the low-temperature gas is effected by the heat transfer due to radiation.

**CONSTITUTION:** In the heat exchanger effecting heat exchange between gasses, the high-temperature gas flows into a casing 22 through the entrance 22b, arrives at a clearance between the bulkhead 23 and the porous heat accumulating bodies 29 through an annular space formed along the inner peripheral surface of heat insulating material 27 and is flowed out from a high-temperature gas discharging port 22c through the porous heat accumulating body 29. The low-temperature gas flows into the casing 21 through a low-temperature gas entrance 21b, arrives at the annular space of outer peripheral side under flowing radially through a clearance between the bulkhead 23 after passing the heat accumulating body 28 and is flowed out of the low-temperature gas outlet port. The porous heat accumulating body 29 absorbs the heat of the high-temperature gas effectively upon passing therethrough while provides the porous heat accumulating body 28, opposing thereto, with heat energy by radiation passing through the bulkhead 23 to accumulate heat therein. The low-temperature gas is heated to a high temperature when it passes through the red-heated porous heat accumulating body 28.



⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭60-181588

⑬ Int. Cl.<sup>4</sup>

F 28 D 17/02  
20/00

識別記号

庁内整理番号

6748-3L  
B-6748-3L

⑭ 公開 昭和60年(1985)9月17日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全4頁)

⑮ 発明の名称 熱交換器

⑯ 特 願 昭59-35240

⑰ 出 願 昭59(1984)2月28日

⑱ 発 明 者 佐々木 正史 横須賀市夏島町1番地 日産自動車株式会社追浜工場内  
⑲ 出 願 人 日産自動車株式会社 横浜市神奈川区宝町2番地  
⑳ 代 理 人 弁理士 笹島 富二雄

明 示 書

1. 発明の名称

熱交換器

2. 特許請求の範囲

高温気体が流通する通路中に介装した多孔質蓄熱体と低温気体が流通する通路中に介装した多孔質蓄熱体とを、前記両通路間を気密に仕切る隔壁を介して対向させて配設したことを特徴とする熱交換器。

3. 発明の詳細な説明

(技術分野)

本発明は多孔質蓄熱体間の輻射伝熱を利用して気体の熱交換を行う新しいタイプの熱交換器に関する。

(背景技術)

高温気体と低温気体との間で熱交換を行う熱交換器として、例えば第1図及び第2図に示すようなものがある(参考文献:熱交換器設計ハンドブック 尾花英郎著、工学図書発行)。

第1図に示すものは伝熱式熱交換器(レキューベ

レーク)と称され、フィン1を内装した高温気体通路2と同じくフィン3を内装した低温気体通路4とを交互に積層し、これら2種類の通路2、4を対向して(又は同方向に)流通する高温気体(図示H、以下の図でも同様)と低温気体(図示C、以下の図でも同様)とをフィン1、3及び通路2、4間を仕切る隔壁5の熱伝導を介して熱交換するようにしたものである。

このものでは、可動部がないため気体の漏れがないという利点があるが、フィンを内装して接合する構造が製造上やや複雑であり、現在使用されている金属材に代えて蓄熱性に優れたセラミック材を使用することは極めて困難である。特に高温気体の温度が900℃以上に達する場合には耐久上不可能である等の問題があった。

第2図に示すものは、回転蓄熱式熱交換器(リジュネレーク)と称され、高温気体通路11とこれに隣接する低温気体通路12との途中に両通路11、12の断面を股がって覆う多孔質の蓄熱体13を軸回り回転自由に設け、該蓄熱体13の回転により、高

温気体通路11を通過する高温気体からの伝熱により蓄熱体13で蓄熱を行い、低温気体通路12を通過する低温気体に放熱して熱交換を行うようにしたものである。

このものは温度効率が高くコンパクト化を図れるが、一方、蓄熱体13の回転駆動装置と、通路11、12開口面との摺動部のシール機構を要し、シールを行っても気体の漏れは避けられず、かつ、構造が複雑なものとなる等の不都合がある。

但し、蓄熱体13は多孔質のセラミック材を使用することが可能で、現状でもその完成度は高く、この場合将来的には1200℃以上の高温気体を扱うことも可能であると考えられている。

#### (発明の目的)

本発明はこのような従来の実情に鑑みなされたもので、前記伝熱式熱交換器と蓄熱式熱交換器の長所を併せ持つと共に短所を解消でき、特に、極めて高温の気体を利用する場合のコンパクト性に優れた熱交換器を提供することを目的とする。

#### (発明の概要)

26、27が貼着されており、各断熱材26、27のフランジ部の隔壁23側に形成された周溝26a、27a内に夫々積層金網や発泡セラミック等からなる円板状の多孔質蓄熱体28、29の外周縁部を嵌挿して保持する。即ち、これら一対の多孔質蓄熱体28、29は隔壁23から所定の間隔を隔てて対向した位置に配設される。

低温側ケーシング21には中央部に低温気体入口21b、周側部に図示しない低温気体出口が夫々開口されており、高温側ケーシング22には周側部に高温気体入口22b、中央部に高温気体出口22cが開口されている。

そして、前記低温気体入口21b及び低温気体出口に夫々図示しない管路を接続して形成される低温気体通路30と、同様に高温気体入口22b及び高温気体出口22cに夫々図示しない管路を接続して形成される高温気体通路31とが隔壁23を隔てて気密に隣接して設けられる。

次に作用を説明する。

高温気体は高温気体入口22bからケーシング22

このため本発明は、高温気体通路中に介装した多孔質蓄熱体と低温気体通路中に介装した多孔質蓄熱体とを隔壁を介して対向配置した構成とし、高温気体の通路によって蓄熱された多孔質蓄熱体からの輻射伝熱によって低温気体通路中の多孔質蓄熱体を加熱し、もって、多孔質蓄熱体を通過する低温気体を加熱するようにしたものである。

#### (実施例)

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

一実施例を示す第3図において、スクロール形状の低温側ケーシング21と同じくスクロール形状の高温側ケーシング22には夫々内周縁部に周溝21a、22aが形成され、これら周溝21a、22aに透明石英ガラス等の非外縁透過材料からなる円板状の隔壁23の周縁部を両面にガasket 24を挟んで嵌入了た状態でケーシング21、22の外周縁部相互をバンドカップリング25によって結合することにより隔壁23を周溝21a、22a間に圧着保持する。

又、ケーシング21、22の内周面には夫々断熱材

内に流入し、断熱材27の内周面に沿って形成される環状の空間を経て、中央部の隔壁23と多孔質蓄熱体29との間隙に至り、多孔質蓄熱体29を通過して高温気体出口22cから排出する。

一方、低温気体は中央の低温気体入口21bからケーシング21内に流入し、多孔質蓄熱体28を通過した後隔壁23との間隙を放射状に流れて外周側の環状空間に至り、図示しない低温気体出口から排出する。

そして、高温気体通路31内の多孔質蓄熱体29は高温気体の通過時に、その高い熱伝達特性によって効果的に熱を吸収すると同時に輻射によって隔壁23を透過して対向する低温気体通路30内の多孔質蓄熱体28に熱エネルギーを伝達し、これにより該多孔質蓄熱体28は熱エネルギーを吸収して蓄熱する。

これにより、低温気体は輻射伝熱によって加熱された多孔質蓄熱体28の通過時に該多孔質蓄熱体28から効果的に熱を奪い、高温に加熱される。

このように本発明のものでは、良好な温度効率(熱交換効率)が得られるのに伴って、コンパク

ト化を促進できると共に、前記従来の伝熱式熱交換器や回転蓄熱式熱交換器に比較して製作の容易な簡素な構造であるため、コストダウンを図れ、しかも、可動部もないため気体の漏れもなく信頼性にも優れる。積層金属や発泡セラミックで形成された多孔質蓄熱体28、29は断熱性にも優れ、夫々の隔壁23側は高温状態に維持され、反対側は低温に維持され、この面でも温度効率を高めることができる。尚、これら多孔質蓄熱体28、29の厚さは、一般に厚い程伝熱効率に優れるが、気体の通過に伴う圧力損失の増大や重量の増加を招き、かつ、ある程度以上厚くしても伝熱効率は殆ど上昇しないこと等から、多孔質材料の組成や構造を考慮して最適値を設定すればよい。

又、隔壁23は石英ガラス等の場合は、赤外線透過性は大きい、それでもかなりの輻射熱を吸収する。このため隔壁23の温度は相当上昇し、隔壁23からの輻射による間接的な輻射伝熱メカニズムも無視できない。また、隔壁23両側の気体間の強制対流による熱伝達も多少拘わることはいうま

でもない。

上記の間接的な輻射伝熱を主因子として透過を考慮しないシステムも考えられる。隔壁23両側の気体間の圧力差が大きく、透明体では十分な強度を確保できない場合等はこのシステムが有利であり、該システムにおける隔壁の形成材料としては輻射効率がよく、かつ、熱伝達効率が高いものがよく、例えば、炭化ケイ素(SiC)等は最適な材料の一つである。

#### (発明の効果)

以上説明してきたように、本発明によれば高温気体と低温気体が通過する夫々の多孔質蓄熱体を隔壁を介して対向配置した輻射伝熱式の熱交換器としたため、簡素な構造で可動部もないので安価で気体漏れも無く信頼性に優れる。

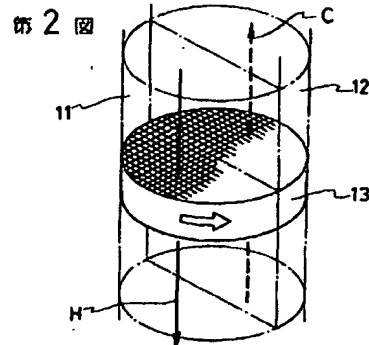
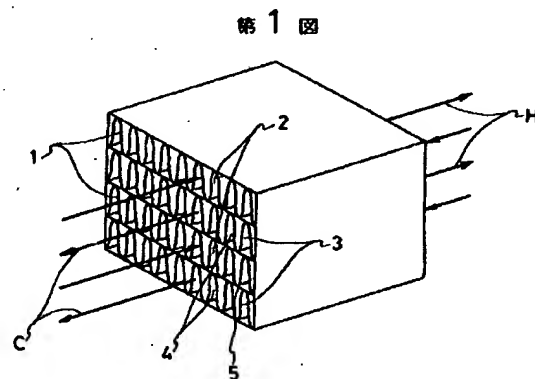
また、特に輻射伝熱の性質上(高温気体程輻射伝熱の占める割合が支配的となる)、高温気体の温度が高い程効果的であると同時に、蓄熱体が熱応力を回避し易い形状にできるので材料面での優位性も高温になる程強くなる等類々の特徴を備え

るものである。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は従来の伝熱式熱交換器の一例を示す斜視図、第2図は従来の回転蓄熱式熱交換器の一例を示す斜視図、第3図は本発明の一実施例を示す断面図である。

23…隔壁 28、29…多孔質蓄熱体 30…低温気体通路 31…高温気体通路



特許出願人 日産自動車株式会社  
代理人 弁理士 笹 島 富二雄

第3図

